

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Pneumatické ovládání uzávěru skladovacího bunkru
Pneumatic Control of Storage Shelter Lock

Student:
Vedoucí bakalářské práce:
Datum odevzdání:

Zdeněk Schindler
Ing. Miloslav Žáček
21. 5. 2010

Ostrava 2010

Zadání bakalářské práce

Student:

Zdeněk Schindler

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení

Téma:

Pneumatické ovládání uzávěru skladovacího bunkru
Pneumatic Control of Storage Shelter Lock

Zásady pro vypracování:

Navrhnete pneumatické ovládání uzávěru skladovacího bunkru.

Technická data:

Skladovaný materiál: cement

Rozměr výpustného otvoru: 400 x 400 mm

Maximální výška hladiny skladovaného materiálu: 4500 mm

Vypracujte:

1. Potřebné výpočty pro dimenzování ovládání uzávěru.
2. Návrh pneumatického obvodu vč. volby prvků, výkres obvodového schématu.
3. Dispoziční výkres zařízení.
4. Technický popis zvoleného řešení a pokyny pro provozování a údržbu pneumatického systému.

Seznam doporučené odborné literatury:

KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy Díl I. Pneumatické prvky a systémy*. Skriptum. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1996. 265 s. ISBN 80-7078-306-0.

SMC Industrial Automation CZ. Brno. *SMC Training. Stlačený vzduch a jeho využití*. 2007.

Stavební katalog ABF. [Díl 8] Praha : Arch, 1998.

Katalogy firem Festo, SMC, Bosch Rexroth.


Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Miloslav Žáček**


Konzultant bakalářské práce: **Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010


doc. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....21.5.2010.....

.....Zdeněk Schindler.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....21.5.2010.....

.....Zdeněk Schindler.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Zdeněk Schindler

Adresa trvalého pobytu autora práce:

K Zátíší 277, 74769 Pustá Polom

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

SCHINDLER, Z. *Pneumatické ovládání uzávěru skladovacího bunkru : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických strojů, 2010, 49 s. Vedoucí práce: Žáček, M.

Bakalářská práce se zabývá řešením ovládání uzávěru sila pro skladování cementu pomocí pneumatického mechanismu s přímočarým pneumatickým motorem. Na základě zadaných podmínek je určeno silové působení na uzávěr a podle něj je navržen přímočarý pneumatický motor. Pro jeho ovládání jsou zpracovány dvě alternativy včetně cenové kalkulace všech prvků obvodu. U zvoleného řešení je provedena detailní specifikace použitých komponentů. Součástí práce jsou pokyny pro provoz a údržbu zařízení. Rovněž je zde uvedena dispozice zařízení s návrhem umístění jednotlivých prvků pneumatického mechanismu.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

SCHINDLER, Z. *Pneumatic Control of Storage Shelter Lock : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydrodynamics and Hydraulic Equipment, 2010, 49 s. Thesis head: Žáček, M.

The bachelor thesis deals with solution for control of cement storage shelter lock using pneumatic mechanism with linear pneumatic actuator. Based on input data it is determined force infliction on the lock and according to it a design of linear pneumatic actuator. For its control there are designed two alternatives including price estimation of all the elements of the pneumatic circuit. For the chosen solution there is detailed specification of the utilized components. Part of the thesis is instructions for operation and maintenance of the equipment. There is also elaborated disposition of the mechanism with proposal of individual components placement.

Obsah

strana

Seznam použitých značek a symbolů	7
1 Úvod	9
2 Skladování sypkých hmot.....	10
2.1 Poruchy toku	10
2.2 Pomocné mechanismy výpustí	11
3 Typy používaných uzávěrů.....	14
3.1 Zvolené řešení uzávěru	15
4 Dimenzování ovládání uzávěru	16
4.1 Výpočet hydrostatické síly	16
4.2 Dimenzování desky uzávěru pomocí programu MITCalc	17
4.3 Výpočet třecí síly	18
5 Výpočet přímočarého pneumatického motoru	19
5.1 Výpočet síly přímočarého pneumatického motoru	20
5.2 Určení velikosti přímočarého pneumatického motoru	22
5.3 Výpočet nastavení tlaku na redukčním ventilu	24
5.4 Výpočet spotřeby vzduchu pneumatického motoru	25
6 Návrh ovládání uzávěru.....	27
6.1 Popis zvoleného řešení (A)	28
6.2 Alternativní řešení ovládání (B).....	29
7 Volba prvků obvodu	30
7.1 Přímočarý pneumatický motor DNG-160-400-PPV-A.....	31
7.2 Kloubová hlavice SGS-M36x2	31
7.3 Redukční ventil LFR-1/2-D-5M-MIDI	33
7.4 Rozváděč VL-5-1/2	35
7.5 Rozváděč SV-5-M5-B.....	35
7.6 Rozváděč SV-3-M5.....	36
7.7 Cenová kalkulace	37
8 Popis zařízení.....	40
9 Umístění zařízení.....	41
9.1 Umístění ovládacích prvků	41
9.2 Vizualizace zařízení	42
10 Pokyny pro provoz a údržbu zařízení	43
10.1 Provoz a údržba zařízení	44
10.2 Bezpečnostní pokyny.....	44
10.3 Seznam náhradních dílů a spotřebního materiálu.....	45
11 Závěr	46
12 Seznam použitých zdrojů.....	48
13 Seznam příloh	49

Seznam použitých značek a symbolů

Značka:	Název:	Rozměr:
a	zrychlení	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
	šířka	m
	součinitel pasivních odporů	-
b	šířka	m
d	průměr	m
D	průměr	m
E	modul pružnosti v tahu	Pa
f	součinitel tření	-
F	síla	N
g	tíhové zrychlení ($9,80665 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$)	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
G	modul pružnosti ve smyku	Pa
h	výška	m
	zdvih	m
k	součinitel bezpečnosti	-
l	délka	m
m	hmotnost	kg
n	počet zdvihů	s^{-1}
p	tlak	Pa
Q	objemový průtok	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
	spojité zatížení	N
R	reakce, představující pasivní odpory	N
s	dráha	m
	tloušťka	m
S	plocha	m^2
t	čas	s
	teplota	$^{\circ}\text{C}$
	tloušťka	m
T	termodynamická teplota	K
v	rychlost	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
V	objem	m^3
y	průhyb	m
π	Ludolfovo číslo (3,14159)	-

ρ	měrná hmotnost	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
σ	napětí	Pa

1 Úvod

Bakalářská práce se zabývá návrhem pneumatického ovládání uzávěru pro zásobník určený ke skladování cementu. Práce byla vytvořena za použití dostupné tuzemské i zahraniční literatury z oblastí statiky, dynamiky, částí a mechanismů strojů, tekutinových mechanismů a v neposlední řadě také z oblasti mechaniky sytkých hmot. Základní poznatky z těchto oborů jsou nezbytné předpoklady pro návrh funkčního, spolehlivého a bezpečného ovládání uzávěru.

Práci je možno tematicky rozčlenit do čtyř okruhů. První část (kapitoly 1 – 3) je věnována základům mechaniky sytkých hmot. Jedná se o rozsáhlou vědní disciplínu a jsou zde nastíněny pouze nezbytné základy pro správnou volbu typu uzávěru z hlediska univerzálnosti použití a provozní spolehlivosti. Jedná se především o popsání poruch toku sytkých materiálů a možností jak tyto poruchy eliminovat u stávajících zařízení, případně možnosti jak jim předejít již při návrhu sila a uzávěru.

Druhá část (kapitoly 4 a 5) se zabývá dimenzováním ovládání uzávěru. Je zde proveden rozbor silových poměrů na uzávěru s využitím poznatků ze statiky, dynamiky a mechaniky sytkých hmot. Dimenzování samotného rámu uzávěru není předmětem této práce. Použitá konstrukce rámu vychází z běžně používaných řešení výrobců těchto zařízení. Uzavírací deska je navržena pomocí specializovaného programu pro dimenzování strojních součástí. Součástí tohoto oddílu je rovněž návrh pohonu uzávěru přímočarým pneumatickým motorem.

Ve třetí části (kapitoly 6 a 7) je řešen návrh pneumatického obvodu pro ovládání uzávěru s ohledem na jednoduchost, spolehlivost a bezpečnost provozu. Katalogy výrobců pneumatických prvků čítají desítky tisíc položek a z nich je třeba zvolit ty nejoptimálnější jak s ohledem na cenu, tak kvalitu a s ní související spolehlivost zařízení. Jsou zde řešeny dvě alternativy ovládání včetně jejich cenové kalkulace.

Ve čtvrté části (kapitoly 8 – 10) je zpracován technický popis zařízení jako celku a popis jednotlivých komponentů zařízení, pneumatických prvků použitých pro ovládání pohybu závěrné desky a pokyny pro provoz a údržbu pneumatického mechanismu. Rovněž je v těchto kapitolách navrženo umístění ovládacích prvků mechanismu.

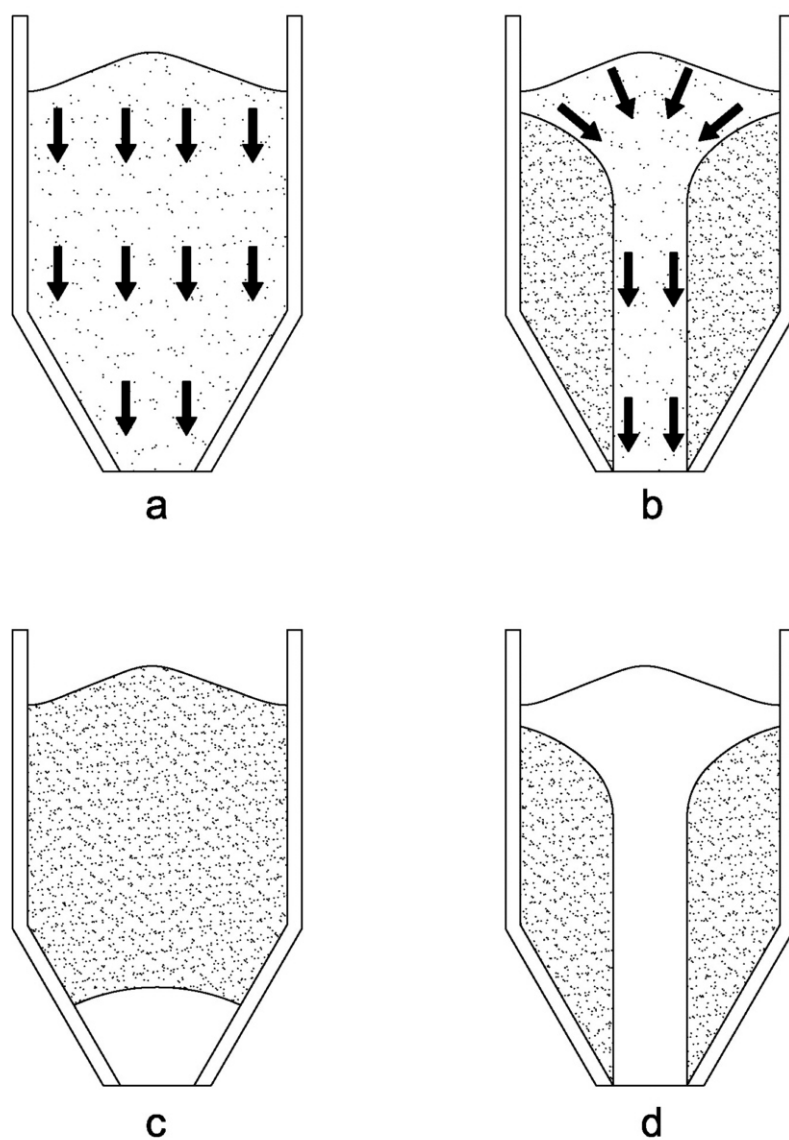
Přílohou této práce je dispoziční výkres zařízení. Text práce, výkresy, obrázky a modely zařízení jsou umístěny v příslušných složkách na datovém nosiči, který je součástí této práce. Výkresy jsou zpracovány pomocí programů AutoCAD 2009 a Autodesk Inventor 2010. Vizualizace je provedena v programu 3DS Max Design 2010. Použité 3D modely pneumatických prvků jsou staženy z oficiálních internetových stránek výrobce. Obvodové schéma a simulace jeho funkce jsou zpracovány pomocí softwaru Fluidsim, verze 3.6.

2 Skladování sypkých hmot

Mechanika sypkých hmot je složitý obor, kterým se zabývají obsáhlé publikace a věnuje se mu řada laboratoří. Pro účely návrhu uzávěru a pochopení pomocných mechanismů výpustí stačí vysvětlit základy této problematiky.

2.1 Poruchy toku

Existují dva základní typy toku sypkých materiálů. Prvním z nich je *hmotový tok* (obr. 2.1a), kdy se při otevření výsypného otvoru uvede do pohybu veškerý materiál. Vrstvy materiálu odtékají v pořadí nasypávání. Druhý typ toku je *jádrový tok* (obr. 2.1b). Zde dochází k toku především nad výpustním otvorem a první nasypaná vrstva odtéká jako poslední. U obou druhů se vyskytují poruchy, které zabrání volnému toku ze síla. V obou případech se jedná o vytvoření *klenby* (obr. 2.1c). Ta se zformuje u otvoru výsypky a přenesou veškerou váhu sypkého materiálu do stěn, místo do spodních vrstev materiálu. V případě jádrového toku dochází ke vzniku *středového tunelu* (obr. 2.1d). S rostoucí dobou skladování, kdy je sypká hmota v klidu, může narůstat soudržná síla mezi částicemi. Poslední poruchou toku je *nepravidelný tok*, kdy dochází k uvolnění velkých shluků sypkého materiálu najednou, což má za následek nežádoucí zvýšené dynamické namáhání konstrukce síla. Nepravidelný tok se vyskytuje v kombinaci s poruchou typu klenba i střední tunel. Zmíněným poruchám toku lze u většiny materiálů zabránit dostatečně dimenzovaným výpustním otvorem, ostrým sklonem výpusti nebo potažením vnitřního povrchu síla materiálem s nízkým koeficientem tření. Tímto dosáhneme hmotového toku, který je méně náchylný pro vytvoření nežádoucí poruchy [1].



Obr. 2.1 Druhy toku sypkých materiálů a poruchy toku
a – hmotový tok, b – jádrový tok, c – klenba, d – středový tunel [1]

2.2 Pomocné mechanismy výpustí

Všechna výše uvedená opatření patří k pasivním prvkům zabezpečení hladkého toku. Existují však materiály, u kterých nelze zabránit poruchám toku ani jedním z uvedených způsobů. Zde je potřeba použít aktivních mechanismů [2], které se dají rozčlenit do tří skupin:

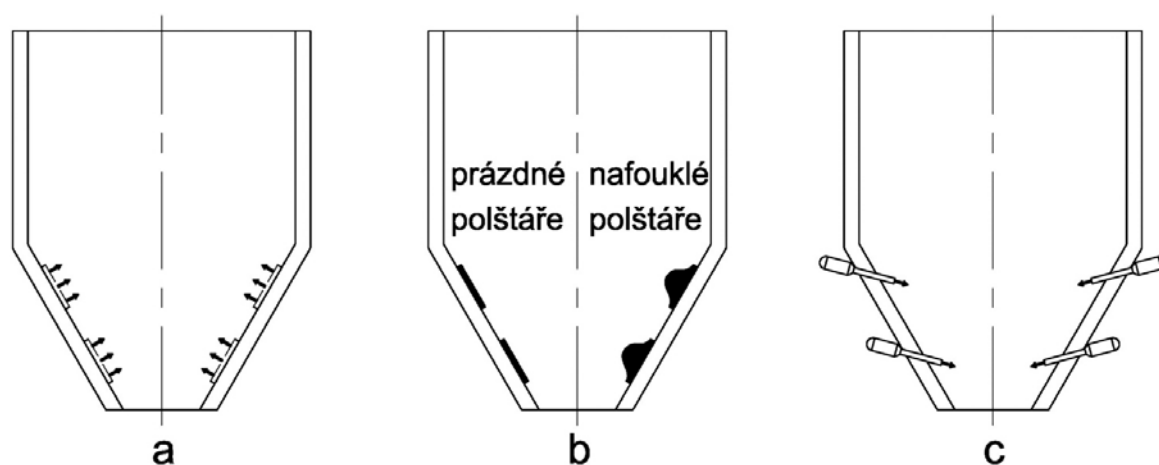
- Pneumatické
- Vibrační
- Mechanické

Všechny typy zařízení pracují na základě zvýšení napětí nad mez pevnosti sypkého materiálu, vylepšení tokových vlastností sypkého materiálu, případně kombinací obou principů.

Mezi pneumatické zařízení patří provzdušňovací elementy umístěné na šikmé výsypce (obr. 2.2a). Aerací sypké hmoty se dosahuje zlepšení tokových vlastností. Provzdušňované sypké hmoty vykazují podobné vlastnosti jako tekutiny. U práškových hmot však tento systém může vyvolat nekontrolovatelné tečení [2].

Dalším pneumatickým zařízením jsou nafukovací polštáře, které posunují materiál od stěn do středu sila. Jsou užitečné pro rozbití středového tunelu a křehké klenby [2]. Jejich použití je znázorněno na obr. 2.2b.

Třetím používaným pneumatickým mechanismem jsou vzduchová děla. Jedná se o zařízení, které vžene do sila za pomoci trysek stlačený plyn o tlaku až 1 MPa ve velice krátkém časovém úseku (zlomek sekundy). To vyvolá v sypkém materiálu tlakovou vlnu, která je schopna rozrušit vzniklou klenbu i středový tunel [2]. Použití vzduchových děl je znázorněno na obr. 2.2c.

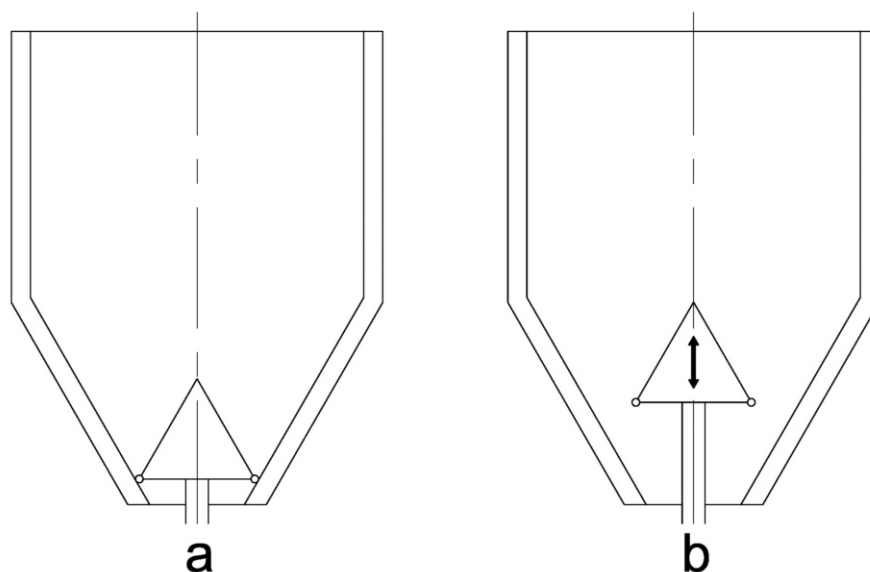


Obr. 2.2 Pomocná pneumatická zařízení výpustí
a – aerační elementy, b – vzduchové polštáře, c – vzduchová děla [2]

Základní rozdělení vibračních zařízení je na vnitřní a vnější. Instalaci vnitřních zařízení je ve většině případů podmíněna konstrukcí přizpůsobenou těmto zařízením. Je tedy možné je instalovat na nová sila, kde je od začátku návrhu s těmito zařízeními počítáno.

Z vnitřních vibračních zařízení se používá *vibrační kuželový uzávěr*, jak je znázorněno na obr. 2.3. Jedná se o trn, který se vertikálně vysouvá a po vysunutí vibruje ve vertikálním

směru. Jeho použití však není vhodné pro práškové materiály, neboť nemá dobré těsnicí vlastnosti [2]. Hrozí tak únik těchto materiálů ze sila.



Obr. 2.3 Vibrační kuželový uzávěr
a – uzavřený, b – otevřený a vibrující [2]

Vnější vibrační zařízení jsou používána nejčastěji, především díky snadné instalaci na stávající sila. Jejich použití je však podmíněno dostatečnou únosností konstrukce sila, protože přinášejí značné dynamické namáhání. Existuje několik zásad pro správnou montáž vibračního zařízení, např. zařízení musí být přichyceno přes podložku pouze bodovými svary k výsypce [2]. Tento postup zajistí, že vždy dojde k odtržení vibračního zařízení místo poškození konstrukce sila.

Vnější vibrační zařízení se vyrábějí s pneumatickým nebo elektrickým pohonem. Oba dva typy se pak dělí na rotační a lineární. Frekvence vibrací závisí na skladovaném materiálu a pohybuje se v rozmezí 10 Hz – 500 Hz. Elektrické a pneumatické lineární pohony jsou schopny vyvodit frekvence v rozmezí 20 Hz – 120 Hz. Elektrické rotační vibrátory se používají pro frekvence 10 Hz – 60 Hz. Pro vysoké frekvence 100 Hz – 500 Hz se používají pneumatické rotační motory [2]. Vyplývá to z jejich schopnosti dosáhnout velmi vysokých otáček (např. lamelový pneumomotor až 70 000 min⁻¹ [3]).

Vnější vibrátory mohou být velmi hlučné. U lineárních vibrátorů, které pracují jako kladiva, je úroveň hluku až 115 dB, u rotačních vibrátorů se pohybuje hladina hluku mezi 75 dB – 95 dB [2].

Mechanická pomocná zařízení výpustí způsobují neustálý pohyb materiálu přímo v silu, čímž zajišťují jeho bezproblémový tok výpustí. Pro tato zařízení však musí být sila

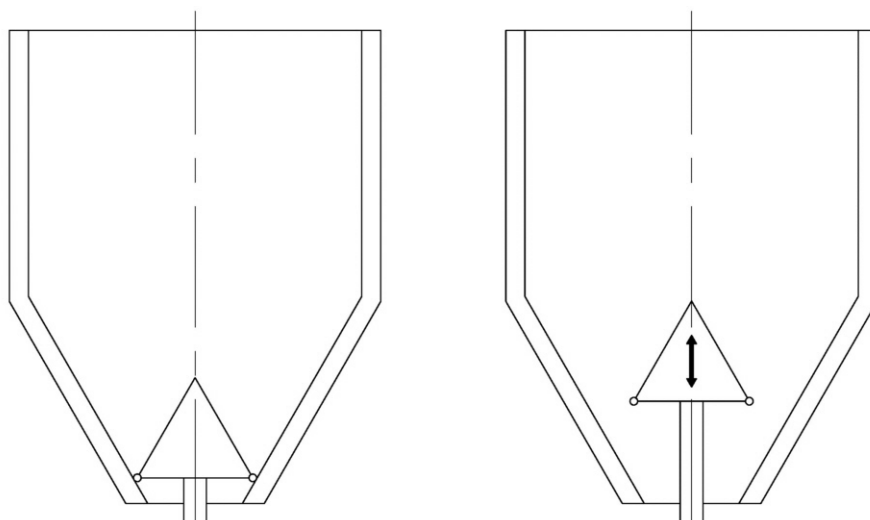
speciálně upravena, není možné je instalovat na stávající konstrukce. Jedná se především o šroubové dopravníky instalované uvnitř sila, případně šikmé rotační stoly s pluhem, které zajistí tok materiálu [2].

3 Typy používaných uzávěrů

Základní typy uzávěrů, které se používají v praxi, jsou deskový – šoupátkový uzávěr, uzavírací klapky, segmentový uzávěr, rotační válcový uzávěr [4]. Všechny tyto uzávěry mohou být ovládány ručně, elektricky či pneumaticky.

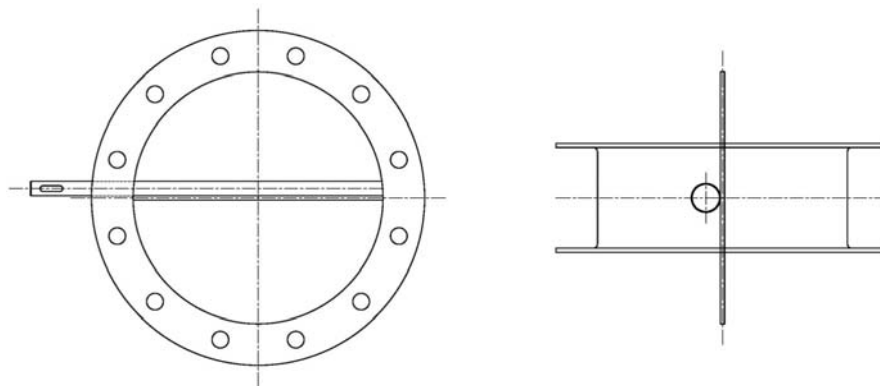
Nejrozšířenějším typem uzávěru je šoupátkový uzávěr. Jedná se o jednoduché, spolehlivé a levné řešení pro materiály o velikosti zrna od 0 mm – 30 mm. Při zajištění hmotového toku sypkého materiálu správným návrhem sila a dimenze výpustního otvoru nehrozí poruchy toku a není třeba zvažovat použití přidavných zařízení [4]. Šoupátkové uzávěry je možné vyrobit pro kruhový i čtvercový tvar výpusti a není problém s instalací na stávající sila.

Jako jedno z řešení jsem zvažoval použití *kuželového uzávěru* s integrovaným vibrátorem (obr. 3.1). Díky integrovanému vibrátoru jej lze použít i u sil, která nejsou navržena s ohledem na hmotový tok a ve skladovaném materiálu tak mohou vznikat klenby nebo středový tunel. Toto řešení však není vhodné pro práškové materiály jako je cement, neboť nemá dobré těsnící vlastnosti. Rovněž aplikace u stávajících sil je velmi omezená - s tímto typem uzávěru musí být počítáno již při navrhování samotného skladovacího bunkru. Zvedání uzávěru je řešeno přímočarým pneumomotorem, který zároveň slouží jako nízkofrekvenční zdroj vibrací.



Obr. 3.1 Kuželový uzávěr s integrovaným vibrátorem

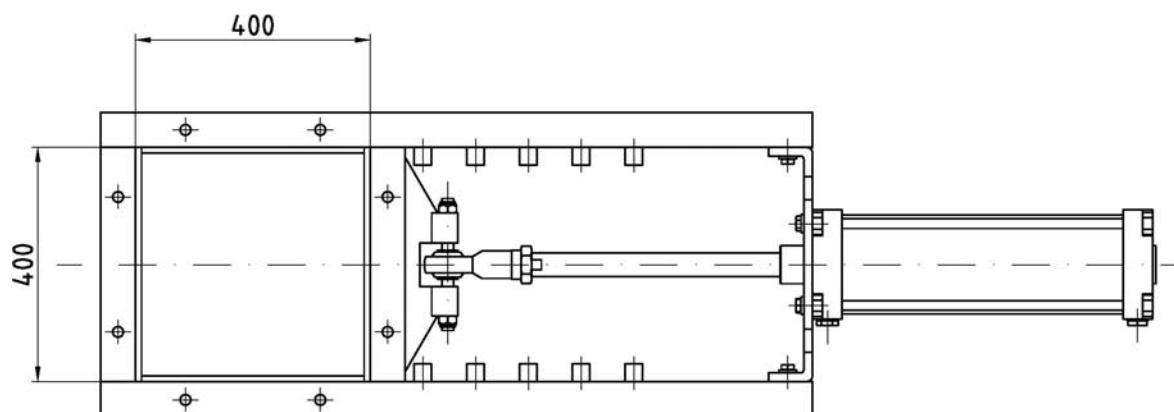
Další alternativu pak představuje *otočná uzavírací klapka* (obr. 3.2). Problémem u tohoto uzávěru však je, že i ve zcela otevřené poloze brání část uzávěru volnému toku skladovaného materiálu, což může být zdrojem poruch toku. Při použití s pneumatickým ovládáním by byl uzávěr otáčen kyvným pneumomotorem.



Obr. 3.2 Klapkový uzávěr s hřídelí pro kyvný pneumomotor

3.1 Zvolené řešení uzávěru

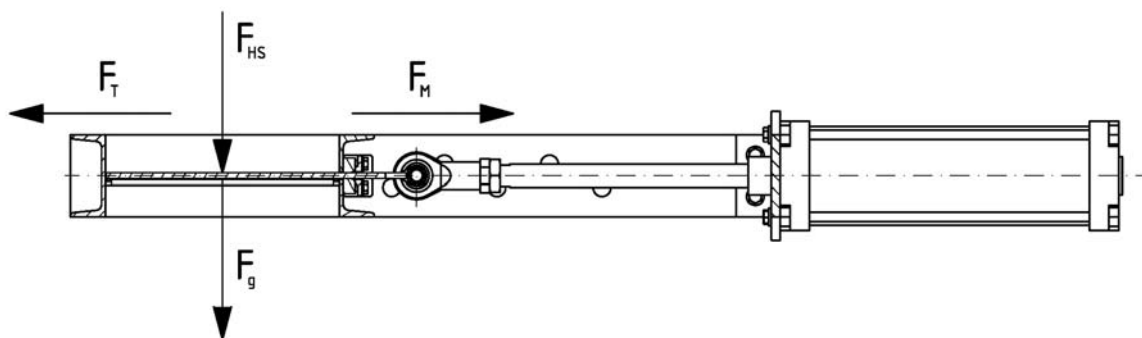
Po prostudování používaných způsobů uzavírání skladovacích bunkrů jsem se rozhodl pro *šoupátkový uzávěr*, ovládaný pneumaticky. Jedná se o jednoduché a spolehlivé řešení, které neklade zvláštní požadavky na konstrukci sila a je tedy možné jej použít jak u stávajících sil, tak u nově navrhovaných. Rovněž tento uzávěr odolá zvýšenému namáhání v důsledku skladovaného materiálu, kterým je cement. Při dodržení zásad návrhu sil nehrozí ani poruchy toku, jež by si jinak vyžádaly přídatná zařízení pro usnadnění toku sypkých materiálů. Tvar výsypky může být kruhový nebo čtvercový. Ovládání je čistě pneumatické s umístěním ovládacích prvků poblíž jedné z podpor sila. Vzhledem k prašnému prostředí, které se předpokládá při uskladnění cementu, budou ovládací a regulační prvky umístěny v prachotěsné skříni. Zvolené řešení uzávěru je patrné z obr. 3.3.



Obr. 3.3 Šoupátkový uzávěr ovládaný přímočarým pneumatickým motorem

4 Dimenzování ovládání uzávěru

Pro správný návrh pohonu uzávěru je třeba nejprve zjistit zatěžující sílu. Na obr. 4.1 je zakresleno silové působení, kde F_{HS} představuje hydrostatickou sílu, vyvolanou sloupcem cementu. F_M je síla, kterou musí vyvinout pneumatický motor, aby uvedl desku uzávěru do pohybu. Síla F_g je tíhová síla působící na desku uzávěru. F_T je třecí síla působící proti směru pohybu desky. Výpočet jednotlivých sil je proveden v následujícím textu.



Obr. 4.1 Silové působení na desku uzávěru

4.1 Výpočet hydrostatické síly

Sílu F_{HS} , působící na desku uzávěru, je možné vypočítat analogicky jako hydrostatickou sílu sloupce kapaliny, působící na dno nádoby, dle vztahu 4.1 [7].

$$F_{HS} = S \cdot h \cdot \rho \cdot g \quad (4.1)$$

kde S je plocha, na kterou působí hydrostatický tlak - v tomto případě plocha desky uzávěru. Plocha je určena ze zadaných parametrů výpustného otvoru síla.

$$S = a^2 = 0,4^2 = 0,16 \text{ m}^2$$

h – výška sloupce cementu - dle zadání 4,5 m

ρ – měrná hmotnost cementu - rozsah $2800 \div 3200 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ [8]. Pro výpočet je třeba uvažovat nejvyšší možné zatížení, proto bude počítáno s hodnotou $3200 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

g – tíhové zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

Dosazení hodnot do vztahu 4.1:

$$F_{HS} = 0,16 \cdot 4,5 \cdot 3200 \cdot 9,80665$$

$$F_{HS} = 22594,522 \text{ N} \doteq 22595 \text{ N}$$

4.2 Dimenzování desky uzávěru pomocí programu MITCalc

Software slouží k výpočtu základních strojních součástí. Jedná se o aplikaci pod MS Excel, díky čemuž nejsou nutné další znalosti speciálních programů. Navíc je umožněna uživatelská úprava výpočtů a tvorba nových součástí programů, uzpůsobených pro individuální potřeby uživatele. Další výhodou je napojení na 2D i 3D CAD systémy vkládáním součástí přímo z programu. Program je kromě angličtiny přeložen i do několika dalších jazyků, včetně češtiny [9].

Program MITCalc je dostupný z www.mitcalc.com ve zkušební verzi se všemi funkcemi plné verze, platné po dobu 30 dnů. Cena plné verze je 150,- EUR, (3 900,- Kč, při kurzu 26,- Kč / 1 EUR k 5. 5. 2010).

Velikost hydrostatické síly $F_{HS} = 22595 \text{ N}$ je použita jako vstup do programu MITCalc pro výpočet tloušťky desky uzávěru, která je namáhána konstantním spojitým zatížením, působícím na desku podepřenou na všech stranách.

Tabulka 4.1 Vstupy a výstupy programu MITCalc - modul výpočet desek

Výběr materiálu a nastavení jednotek				
Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)			
Materiál	Konstrukční ocel EC 3, EN 10025; Fe 360 / Sy = 235 MPa			
Modul pružnosti v tahu	E	210000	[MPa]	
Modul pružnosti ve smyku	G	80769	[MPa]	
Poissonova konstanta	v	0,30		
Teplotní roztažnost	γ	11,7	[m/m/C*e-6]	
Měrná hmotnost	Ro	7850,00	[kg/m^3]	
Mez pevnosti v kluzu	σy	235	[MPa]	
Koeficient bezpečnosti	SF	3		
Obdélníkové desky				
Typ zatížení a uložení	01. Spojité zatížení konstantní po celé desce, všechny strany podepřené			
Tloušťka desky	t	10	[mm]	
Delší strana	a	400	[mm]	
Kratší strana	b	400	[mm]	
Zatížení na jednotku plochy	Síla	Q	22595	[N]
Hmotnost desky	m	12,56	[kg]	

Maximální průhyb	y_{\max}	-0,76436	[mm]
Maximální napětí	σ_{\max}	64,94	[MPa]
Koeficient bezpečnosti	SF	3,62	

Volím tloušťku desky $s = 10$ mm. Výpočet desky je proveden v programu MITCalc – část pro výpočet desek. Vstupy a výstupy z programu jsou shrnuty v tabulce 4.1. Tloušťka desky je počítána pro určení její hmotnosti.

4.3 Výpočet třecí síly

Třecí síla představuje odpor působící proti směru pohybu. Je způsobena nerovnostmi dvou přilehlých povrchů. Její velikost závisí na jakosti povrchů, která je vyjádřena součinitelem tření f , uváděného v tabulkách pro různé dvojice materiálů. Velikost tření rovněž závisí na rychlosti pohybu, pro malé rychlosti však tuto závislost zanedbáváme – ve výpočtu není uvažována. Velikost třecí síly F_T lze určit z rovnice 4.2. Síla F_N představuje reakci proti zatížení, působícímu kolmo na podložku [10].

$$F_T = f \cdot F_N \quad (4.2)$$

Z obr. 4.1 je patrné, že normálová síla F_N se skládá ze složky F_{HS} hydrostatické síly a tíhové síly F_g , působící na desku uzávěru. Z údaje o hmotnosti desky, uvedeném v tab. 4.1, je možné vypočítat tíhovou sílu ze vztahu 4.3.

$$F_g = m \cdot g \quad (4.3)$$

Po dosazení do vztahu 4.3:

$$F_g = 12,56 \cdot 9,80665$$

$$F_g = 123,172 \text{ N} \doteq 123 \text{ N}$$

Normálová síla je tedy rovna součtu hydrostatické síly F_{HS} a tíhové síly F_g .

$$F_N = F_{HS} + F_g \quad (4.4)$$

Po dosazení do vztahu 4.4:

$$F_N = 22595 + 123 = 22718 \text{ N}$$

Deska uzávěru se pohybuje po silonovém těsnění. Pro výpočet třecí síly tedy stačí dosadit do vztahu 4.2 s příslušným součinitelem tření. V tabulce 4.2 jsou uvedeny vybrané součinitele suchého tření.

Tabulka 4.2 Vybrané součinitele suchého tření pro ocel dle [11]

Materiál 1	Materiál 2	Statický součinitel tření	Dynamický součinitel tření
Ocel	Přez	1,0	0,5
Ocel	Ocel	0,5 ÷ 0,6	0,4 ÷ 0,6
Ocel	Plast	0,25 ÷ 0,4	0,1 ÷ 0,3
Ocel	PTFE	0,04	0,04

Silon má dobré kluzné vlastnosti, je však třeba počítat s jejich zhoršením vlivem cementového prachu, proto bude počítáno s koeficientem tření $f = 0,35$. Dosazení do vztahu 4.2:

$$F_T = 0,35 \cdot 22718$$

$$F_T = 7951,3 \text{ N} \doteq 7951 \text{ N}$$

5 Výpočet přímočarého pneumatického motoru

Přímočaré pneumomotory, rovněž nazývané pneumatické válce, představují nejširší skupinu vyráběných pneumatických prvků. Vyvození přímočarého pohybu je na rozdíl od elektrických pohonů, kdy je nutné použití převodů, velice snadné. Maximální provozní síly při přímočarém pohybu jsou omezeny pracovním tlakem a průměrem pístu a pohybují se v rozmezí 35 kN - 40 kN, rychlost pohybu však dosahuje až $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ [3].

Stejně jako hydraulické válce i pneumatické válce lze rozdělit do dvou základních skupin a to na jednočinné, kdy je zpětný chod válce uskutečněný pružinou a na dvojčinné, kdy zpětný chod válce je uskutečněn tlakem pracovního média [5]. Pneumatické válce dále mohou mít kruhový průřez čela, čtvercový průřez čela, mohou být kompaktní konstrukce – průřez čela je obdélníkový a průřez pístnice je eliptický [6]. Jejich výhodou je mimořádně

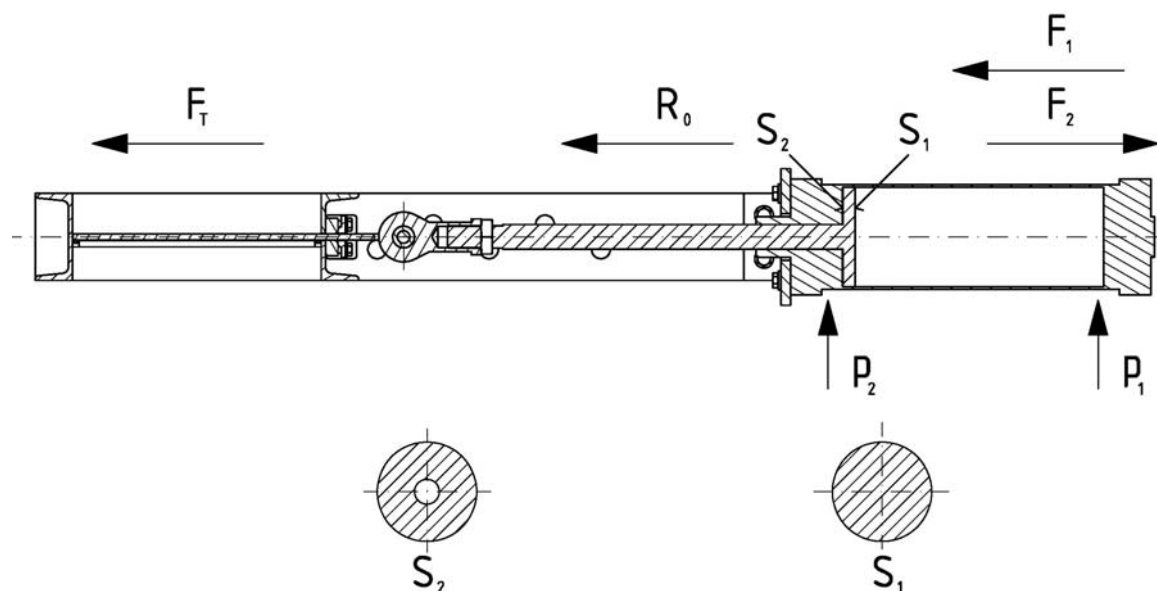
malý zástavbový prostor a pístnice s eliptickým průřezem zajistí, že nedojde k jejímu pootočení v provozu [3]. Nevýhodou eliptické pístnice je složitá výroba a tím i vyšší pořizovací cena těchto válců. Rovněž se vyrábějí pneumatické válce s přidavným vedením a zajištěním proti pootočení pístnice. Tyto válce jsou určeny pro aplikace, kde je vyžadována přesnost pohybu a opakovatelnost polohy [6]. Pro ovládání pohybu uzávěru bude použit přímočarý dvojčinný pneumatický motor s kruhovým průřezem pístnice.

5.1 Výpočet síly přímočarého pneumatického motoru

Ve zvoleném řešení je navržen dvojčinný přímočarý pneumatický motor s pneumatickým tlumením v koncových polohách. Jeho výpočet vychází ze základní pohybové rovnice pro přímočarý pohyb 5.1.

$$\sum F = m \cdot a \quad (5.1)$$

Do levé strany rovnice se dosazují všechny síly ovlivňující pohyb v daném směru, přičemž síly působící proti směru pohybu se dosazují se záporným znaménkem, síly působící ve směru pohybu mají kladné znaménko [12].



Obr. 5.1 Výpočet přímočarého pneumatického motoru

Z obr. 5.1 jsou patrné silové poměry v přímočarém pneumatickém motoru s připojenou zátěží. Dosazením do základní pohybové rovnice 5.1 dostaneme vztah 5.2.

$$F_2 - R_0 - F_T - F_1 = m \cdot a \quad (5.2)$$

F_1 a F_2 jsou síly vznikající v důsledku působení tlaku p_1 a p_2 na činnou plochu pístnice S_1 a S_2 . Reakce R_0 představuje pasivní odpory, které je možno nahradit částí zatěžující síly. Výpočet se provádí podle vztahu 5.3, součinitel a se volí 0,1 až 0,3 [13]. Vzhledem k tomu, že deska uzávěru prochází utěsněnou štěrbínou, která představuje rovněž pasivní odpor, volím horní hranici součinitele $a = 0,3$.

$$R_0 = a \cdot F_z \quad (5.3)$$

Tlak v tomto případě působí vždy pouze z jedné strany pístnice pneumatického motoru, na opačné straně je možné předpokládat tlak roven atmosférickému. Při výpočtu s relativními tlaky tedy bude $p_1 = 0$, proto i síla F_1 bude nulová. Dosazením do 5.2, dle výše uvedených podmínek tedy dostaneme:

$$F_2 - F_T - 0,3 \cdot F_T = m \cdot a$$

$$F_2 - F_T \cdot (1 + 0,3) = m \cdot a$$

$$F_2 - 1,3 \cdot F_T = m \cdot a \quad (5.4)$$

Zrychlení a je zrychlení rovnoměrného přímočarého pohybu, které je možné určit ze vztahu 5.5 [12].

$$a = 2 \cdot \frac{s}{t^2} \quad (5.5)$$

Dobu otevírání uzávěru je nutné zvolit. Příliš krátká doba bude mít za následek velkou sílu potřebnou pro udělení zrychlení uzávěru a velké dynamické namáhání. Příliš dlouhá doba naopak může vést k omezení toku sypkého materiálu ze zásobníku a následnému vzniku klenby [4]. Jako optimální hodnota se jeví doba $t = 4$ s. Dráha s představuje plné otevření uzávěru, což je $s = 0,4$ m. Dosazení hodnot do 5.5:

$$a = 2 \cdot \frac{0,4}{4^2} = 0,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (5.6)$$

Hmotnost m v pravé straně rovnice 5.4 představuje součet hmotnosti, pístu, pístnice a připojených zátěží, redukováných na hmotnost pístnice [13].

$$m = m_p + \frac{F_{HS}}{g} \quad (5.7)$$

Zatím není typ válce určený, ale hmotnost pístnice lze odhadnout z katalogů výrobců pneumatických prvků pro zdvih $h = 400 \text{ mm}$. U přímočarého pneumatického motoru o průměru pístu $D = 200 \text{ mm}$ je hmotnost pístu 10 kg . Tuto hodnotu je tedy možné dosadit do vztahu 5.7 jako hmotnost pístu a pístnice m_p . Hmotnost m_d je hmotnost uzavírací desky a člen $\frac{F_{HS}}{g}$ je redukce zatížení na hmotnost pístnice.

$$m = 10 + 12,56 + \frac{22595}{9,80665} = 2326,6 \text{ kg} \doteq 2327 \text{ kg}$$

Úpravou vztahu 5.4 vyjádřím sílu F_2 :

$$F_2 = m \cdot a + 1,3 \cdot F_T \quad (5.8)$$

Dosazení hodnot, vypočtených ze vztahů 4.2, 5.7 a 5.6:

$$\begin{aligned} F_2 &= 2\,327 \cdot 0,05 + 1,3 \cdot 7\,951 \\ F_2 &= 10\,452,65 \text{ N} \doteq 10\,453 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.9)$$

Síla potřebná k otevření plně zatíženého uzávěru, za dobu $t = 4 \text{ s}$, je $F_2 = 10\,453 \text{ N}$.

5.2 Určení velikosti přímočarého pneumatického motoru

Vzhledem ke skutečnosti, že síla pro otevření uzávěru je vyvozována zasouváním pístnice neznámého průměru, provedu nejdříve výpočet průměru pístu pneumatického

motoru pro případ vysunutí pístnice a po volbě pneumatického motoru z katalogu výrobce ověřím velikost síly pro zpětný pohyb pístnice. Pro určení průměru pístu vyjádřím sílu F_2 jako součin plochy S_1 a pracovního tlaku p_2 , který volím $p_2 = 0,6$ MPa.

$$F_2 = p_2 \cdot S_1 \quad (5.10)$$

Plochu lze vyjádřit pomocí návrhového průměru pístu D_N :

$$S_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D_N^2 \quad (5.11)$$

Do vztahu 5.12 dosadím za plochu S_1 5.11:

$$F_2 = \frac{\pi}{4} \cdot D_N^2 \cdot p_2 \quad (5.12)$$

Z rovnice vyjádřím úpravami návrhový průměr pístu D_N :

$$D_N = \sqrt{\frac{4 \cdot F_2}{\pi \cdot p_2}} \quad (5.13)$$

Dosazení hodnoty síly F_2 a hodnoty pracovního tlaku p_2 do 5.13 (do vztahu je nutno dosadit v základních jednotkách, tj. $p_2 = 600\,000$ Pa):

$$D_N = \sqrt{\frac{4 \cdot 10\,453}{\pi \cdot 600\,000}}$$

$$D_N = 0,149 \text{ m}$$

Dle návrhové hodnoty průměru pístu $D_N = 149$ mm vybírám z katalogu výrobce FESTO přímočarý pneumatický motor řady DNG s průměrem pístu $D = 160$ mm. Ten se vyrábí v řadě standardních zdvihů od 25 mm do 500 mm. Deska uzávěru se bude pohybovat po dráze $s = 400$ mm, volím tedy zdvih rovný této dráze.

Nyní je třeba ověřit, zda pneumatický motor je schopen při pracovním tlaku $p_2 = 0,6$ MPa vyvinout dostatečnou sílu i při zasouvání pístnice. Průměr pístu pro tento pneumatický motor je $d = 40$ mm. Výpočtem teoretické síly při zpětném chodu zjistím, zda síla při zasouvání pístnice $F_{2T} \geq F_2$.

$$F_{2T} = p_2 \cdot S_2 \quad (5.14)$$

Plocha S_2 ve vztahu 5.14 představuje plochu mezikruží, kterou lze vypočíst ze vztahu 5.15, kde $D = 0,16$ m je průměr pístu a $d = 0,04$ m je průměr pístnice:

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \quad (5.15)$$

Dosazení do 5.14 a výpočet:

$$F_{2T} = p_2 \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (5.16)$$

$$F_{2T} = 600\,000 \cdot \frac{\pi}{4} (0,16^2 - 0,04^2)$$

$$F_{2T} = 600\,000 \cdot \frac{\pi}{4} (0,16^2 - 0,04^2)$$

$$F_{2T} = 11\,309,7 \text{ N} \doteq 11\,310 \text{ N}$$

$$F_{2T} > F_2$$

Z výpočtu vyplývá, že zvolený pneumatický motor je schopen vyvinout dostatečnou sílu i při působení tlaku na menší činnou plochu S_2 . Zvolený motor řady DNG-160 je tedy možné použít pro pohon uzávěru.

5.3 Výpočet nastavení tlaku na redukčním ventilu

Pro určení nastavení redukčního ventilu je třeba vypočíst skutečný tlak, při němž dosáhne pneumomotor požadované síly. Výpočet probíhá podle vzorce 5.17 odvozeného z 5.14 v předchozí kapitole. Tlak p_{sk} představuje skutečný provozní tlak pneumatického obvodu, který bude nastaven na redukčním ventilu.

$$p_{sk} = \frac{F_2}{S_2} \quad (5.17)$$

$$p_{sk} = \frac{F_2}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}$$

$$p_{sk} = \frac{10\,453}{\frac{\pi}{4}(0,16^2 - 0,04^2)}$$

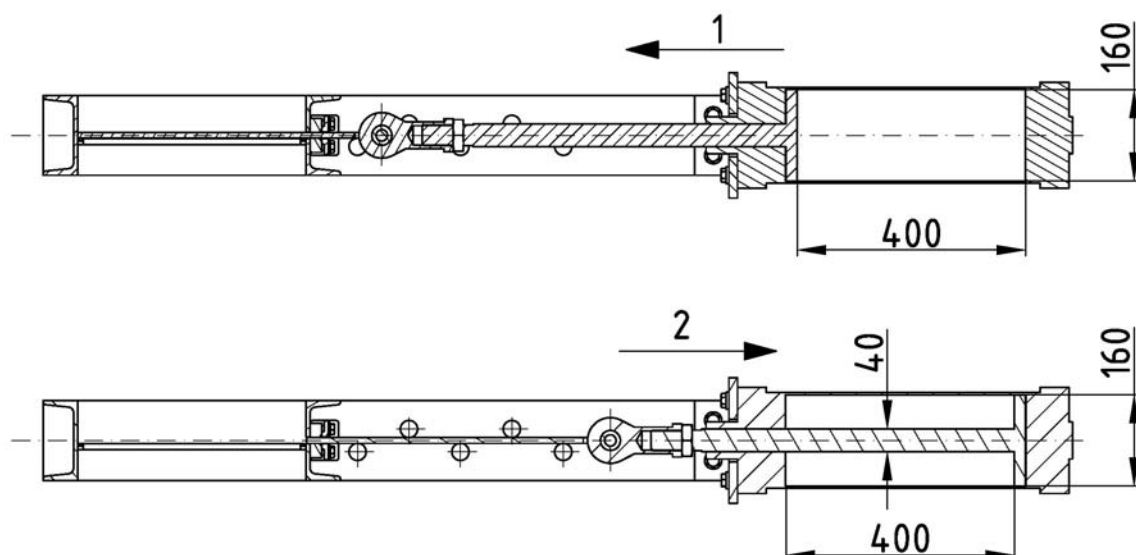
$$p_{sk} = 554\,548,87 \text{ Pa} \doteq 0,56 \text{ MPa}$$

Tlak na redukčním ventilu bude nastaven na hodnotu $p_{sk} = 0,56 \text{ MPa}$. V případě potřeby rychlejšího či pomalejšího uzavírání je možné tuto hodnotu upravit příslušně oběma směry, dle skutečných provozních podmínek.

5.4 Výpočet spotřeby vzduchu pneumatického motoru

Přestože uzávěr nepracuje cyklicky, pneumatický motor, zajišťující jeho pohyb, má poměrně velký objem pracovního prostoru. Pro jeho správnou funkci je tedy vhodné provést výpočet spotřeby vzduchu. Dá se předpokládat, že největší spotřeba vzduchu nastane, pokud dojde po otevření zásobníku k jeho okamžitému uzavření (stisk nouzového tlačítka). V tomto případě se tedy jedná o 1 cyklus vysunutí a zasunutí pístnice, za celkovou dobu $t = 8 \text{ s}$. Na obr. 5.2 jsou znázorněny velikosti pracovních prostorů pneumatického motoru při dopředném a zpětném chodu. Směry jsou značené dle zavedených zvyklostí – 1 pro vysunutí a 2 pro zasouvání. V případě ovládání uzávěru je však skutečné pořadí opačné - nejprve dochází k zasouvání pístnice.

Objem pracovního prostoru při vysouvání pístnice se vypočte jako objem válce, z rovnice 6.1, objem při zasouvání pístnice je objem rozdílů dvou válců dle rovnice 6.2.



**Obr. 5.2 Schéma objemu pracovních prostorů přímočarého pneumatického motoru
1 – vysouvání pístnice, 2 – zasouvání pístnice**

$$V_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot h \quad (5.18)$$

$$V_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot h \quad (5.19)$$

Dosazením hodnot pro pneumatický motor DNG-160-400-PPV-A, zanesených v obr. 5.2, do vztahů 5.18 a 5.19 obdržíme celkový objem vzduchu pro jeden cyklus otevření a uzavření zásobníku (dosazení provedeno v základních jednotkách).

$$V_1 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,16^2 \cdot 0,4$$

$$V_1 = 0,00804 \text{ m}^3 = 8,04 \text{ dm}^3$$

$$V_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,16^2 - 0,04^2) \cdot 0,4$$

$$V_2 = 0,00754 \text{ m}^3 = 7,54 \text{ dm}^3$$

Celkový objem vzduchu pro naplnění pracovních prostor je tedy roven součtu objemů V_1 a V_2 .

$$V = V_1 + V_2$$

$$V = 8,04 + 7,54 = 15,58 \text{ dm}^3$$

Při uvažované době $t = 8 \text{ s}$ je tedy průtok možné vypočítat dle vztahu 5.20.

$$Q = \frac{V}{t} \quad (5.20)$$

$$Q = \frac{15,58}{8} = 1,9475 \text{ dm}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 116,85 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Tato vypočtená hodnota udává množství stlačeného vzduchu při absolutním tlaku $p_{abs} = 0,7 \text{ MPa}$. Přepočet na normální podmínky lze provést pomocí stavové rovnice plynů pro dva stavy – normální a skutečný. Rovnice 5.21 [3] je již upravena pro přímý výpočet průtoku za normálních podmínek. Skutečná teplota je rovna okolní. Ve výpočtu je uvažována teplota $t = 0 \text{ °C}$. Při vyšších teplotách bude požadované množství vzduchu nižší. Do vztahu se dosazují termodynamické teploty v K.

$$Q_N = Q \cdot \frac{p_{abs}}{p_N} \cdot \frac{T_N}{T_1} \quad (5.21)$$

$$Q_N = 116,85 \cdot \frac{0,7}{0,1} \cdot \frac{293,15}{273,15} = 877,8 \text{ dm}_N^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

$$Q_N \doteq 0,878 \text{ m}_N^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Pro provoz pneumatického mechanismu bude vyžadován přívod stlačeného vzduchu, splňující výše uvedenou hodnotu.

6 Návrh ovládání uzávěru

Venkovní umístění ovládání představuje zvýšené nároky na bezpečnost celého ovládání. Zejména je nutné zamezit manipulaci s uzávěrem neoprávněnými osobami, aby nedošlo k nechtěnému vyprázdnění obsahu zásobníku. Dále je třeba zajistit možnost

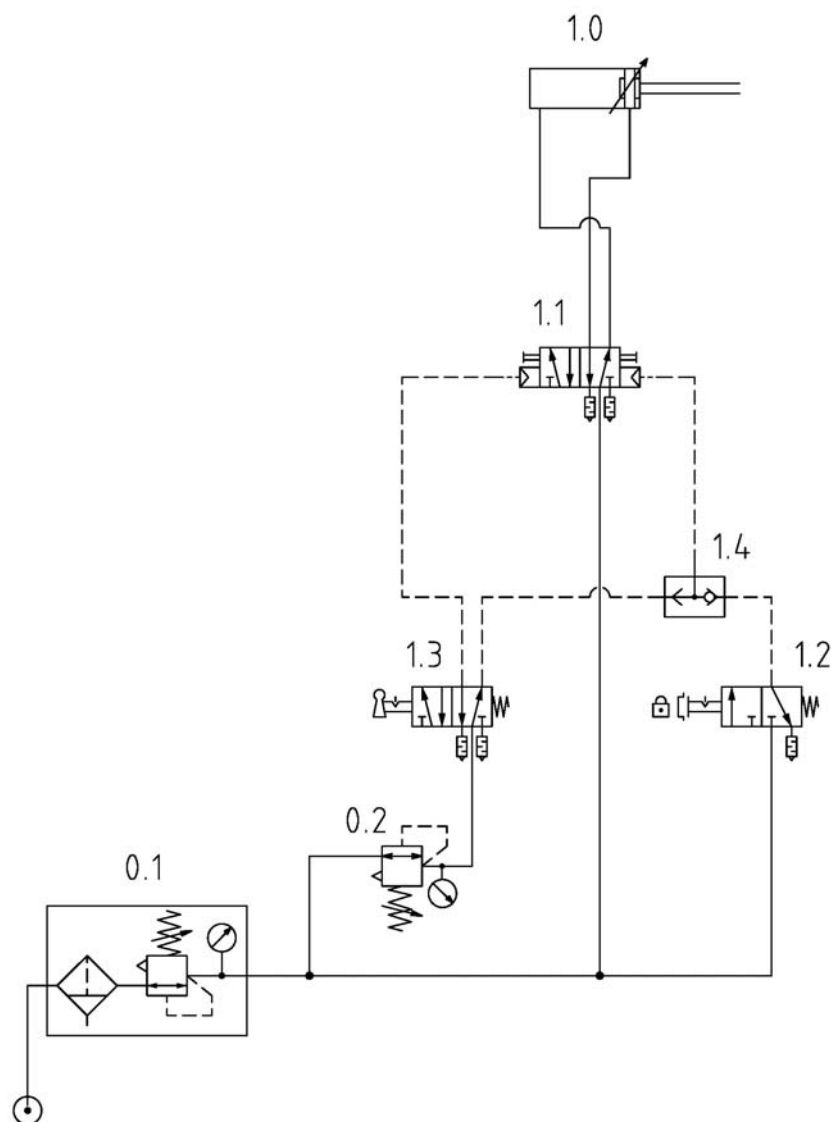
nouzového uzavření zásobníku (libovolnou osobou) a to v případě havárie, výpadku hlavního ovládacího prvku či jiné poruchy. Zároveň je nutné znemožnit další ovládání do příchodu oprávněné osoby, která provede odblokování systému a schválí jeho opětovné používání. Umístění prvků je nutné provést s ohledem na venkovní prostředí, navíc se zvýšenou prašností. Všechny venkovní rozvody vzduchu budou vystaveny zvýšenému namáhání, proto je potřeba použít odolné hadice.

Během tvorby této práce bylo uvažováno se dvěma alternativami ovládání. První z nich (alternativa A) je řešeno pomocí sériově zapojených rozváděčů s ovládacími prvky popsány níže. Druhé řešení (alternativa B) využívá přivedení vyššího tlaku na jednu stranu pneumaticky ovládaného rozváděče pro zajištění vyšší priority při aktivaci příslušného ovládacího prvku. Funkčnost tohoto řešení byla ověřena na praktikátoru firmy FESTO. Obě alternativy ovládání splňují požadavky na bezpečnost. Pro vyšší počet prvků a celkovou vyšší složitost druhého obvodu však byla zvolena alternativa A, se sériově zapojenými rozváděči.

6.1 Popis zvoleného řešení (A)

Schéma alternativy A je na obr. 6.1. Tlak, přiváděný přes jednotku pro úpravu stlačeného vzduchu 0.1, je veden přes sériově zapojené rozváděče 1.2 (5/2 monostabilní, ovládaný hříbovým tlačítkem se zámkem), a 1.3 (3/2, monostabilní, ovládaný tlačítkem se zámkem) k ovládacímu portu pneumaticky ovládaného rozváděče 1.1 (5/2 monostabilní), k němuž je přiveden tlak z jednotky pro úpravu stlačeného vzduchu. Ten zajišťuje ovládání vysouvání a zasouvání pístnice přímočarého pneumatického motoru 1.0. Rozváděč 1.3 je ovládaný tlačítkem se zámkem s aretací polohy, manipulace s ním je možná pouze s klíčem. Po jeho stisknutí dojde k přívodu ovládacího tlaku na port rozváděče 1.1 a ten je přestaven proti síle pružiny. Rozváděč 1.2, v normální poloze otevřený, slouží jako prvek nouzového ovládání. Hříbové tlačítko se zámkem je možné libovolně stisknout, následné odblokování je možné pouze klíčem. Při jeho aktivaci dojde k úplnému přerušení přívodu tlaku do rozváděče 1.3 a zároveň do ovládání rozváděče 1.1. Ten je silou pružiny vrácen do původní polohy a pístnice pneumatického motoru je vysunuta (zásobník je uzavřen).

stlačeného vzduchu od rozváděče 1.2 k rozváděči 1.1, který je v důsledku vyššího tlaku přestaven i pokud je přiveden z opačné strany nižší tlak. Vzhledem k tomu, že redukční ventil 0.2 má pojistnou funkci, je nárůst tlaku na opačné straně rozváděče odvětrán přes tento redukční ventil. Předpokladem pro spolehlivou funkci tohoto řešení je dostatečně velký rozdíl tlaků v hlavní a ovládací větvi. Zároveň však musí být dodržena podmínka minimálního potřebného tlaku pro přestavení šoupátka. Výše uvedené hodnoty obě tyto podmínky splňují.



Obr. 6.2 Schéma alternativy B

7 Volba prvků obvodu

V následující části je zpracována specifikace prvků varianty A (zvolené řešení). U každého prvku je uvedeno číslo, kterým je označen ve schématu na obr. 6.1.

7.1 Přímočarý pneumatický motor DNG-160-400-PPV-A

Dle schématu na obr. 6.1 prvek č. 1.0. Výpočet průměru pístnice a volba pneumomotoru byla provedena výše, zde jsou uvedeny přesné specifikace prvku. Přímočarý dvojčinný pneumatický motor DNG-160-400-PPV-A s jednostrannou pístnicí, robustní svorníkové konstrukce, je určen pro střední zatížení. Tělo motoru, přední a zadní víko jsou hliníkové, pístnice a svorníky jsou vyrobeny z vysoce legované oceli. Materiály těsnění pístnice jsou polyuretan a NBR pryž. Provozní médium je suchý, stlačený filtrovaný vzduch, mazaný nebo nemazaný.

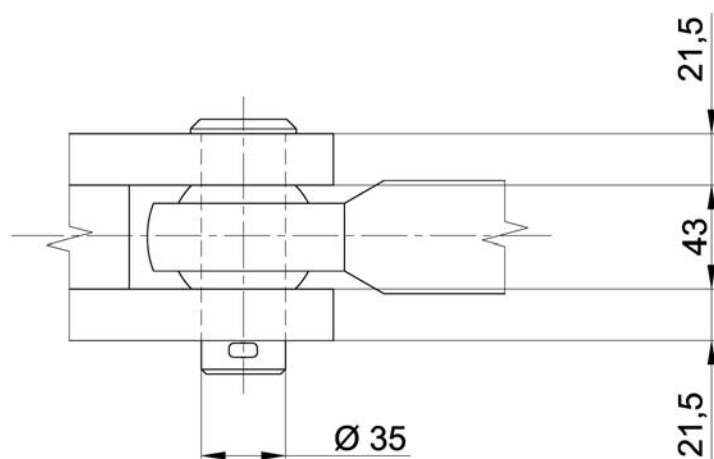
Moderní pneumatické motory jsou ošetřeny mazivem, které vydrží po celou dobu životnosti motoru. Proto není třeba zvažovat přimazávání olejovou mlhou. Naopak, pokud by bylo přimazávání použito, je nutno dbát na pravidelnou kontrolu náplně maznice, neboť použitím mazacího oleje dochází k rozpouštění původního tukového maziva (za informace děkuji panu Ing. Martinu Blahetkovi z firmy FESTO). Parametry motoru jsou uvedeny v tabulce 7.1.

Tabulka 7.1 Parametry přímočarého pneumatického motoru DNG-160-400-PPV-A

Průměr pístu D	160 mm
Průměr pístnice d	40 mm
Přípojný závit na pístnici	M36x2
Hmotnost	24 865 g
Provozní tlak	1,2 MPa
Provozní teplota	-20 ÷ +80 °C
Montážní poloha	libovolná
Teoretická síla při 0,6 MPa, pohyb vpřed	12 064 N
Teoretická síla při 0,6 MPa, pohyb vzad	11 310 N
Připojení pneumatiky	G 3/4"

7.2 Kloubová hlavice SGS-M36x2

Deska je s pístnicí spojena uložením čepu ve vidlici a kloubové hlavici SGS-M36x2. Jedná se o příslušenství k pneumatickým motorům, rovněž dodávaných firmou FESTO. Hlavice je spojena s pístnicí závitem M36x2 a pojištěna nízkou šestihrannou maticí. Materiál hlavice je ocel s povrchovou úpravou pozinkováním. Uložení čepu je počítáno na ohyb a otláčení. Uložení je patrné z obr. 7.1.



Obr. 7.1 Uložení čepu v hlavici a okách desky

Kontrola na otláčení v hlavici, dle [14]:

$$p \leq \frac{F}{d \cdot b} \leq p_D \quad (7.1)$$

p_h - kontaktní tlak mezi čepem a hlavici

d – průměr čepu je $d = 35$ mm.

b – šířka hlavice je $b = 43$ mm

p_D – dovolený tlak v MPa, pro točné kloubové uložení, míjivé zatížení a materiál ocel je $p_d = 24$ MPa dle [14].

F - síla, kterou pneumatický motor táhne hlavici

$$p = \frac{10\,452}{0,035 \cdot 0,043} \leq 24 \text{ MPa}$$

$$p = 6\,944\,850 \text{ Pa}$$

$$p_h \doteq 7 \text{ MPa} \leq 24 \text{ MPa}$$

Z výsledku výpočtu vyplývá, že hlavice vyhovuje na otláčení s bezpečností $k > 3$.

Šířka uložení ve vidlici a se volí dle 7.1 [14]:

$$a = \frac{b}{2} \quad (7.2)$$

$$a = \frac{0,043}{2}$$

$$a = 21,5 \text{ mm}$$

Čep bude mít stejný průměr, jako má vnitřní průměr hlavice, tedy $d = 35 \text{ mm}$. Je potřeba ověřit, zda vydrží namáhání na ohyb. Výpočet je proveden dle vztahu 7.3 [14].

$$\sigma_o = \frac{4 \cdot F \cdot (b + 2 \cdot a)}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_d \quad (7.3)$$

σ_d – dovolené napětí v ohybu, pro točné kloubové uložení, míjivé zatížení a materiál ocel 11 373 je $\sigma_d = 55 \text{ MPa}$ [14].

Ostatní označení odpovídají označením uvedeným výše - u výpočtu uložení čepu.

$$\sigma_o = \frac{4 \cdot 10452 \cdot (0,043 + 2 \cdot 0,0215)}{\pi \cdot 0,035^3}$$

$$\sigma_o = 26\,693\,397 \text{ Pa}$$

$$\sigma_o \doteq 26,7 \text{ MPa} \leq 55 \text{ MPa}$$

Čep vyhovuje, s bezpečností $k > 2$. Axiální pojištění je řešeno závlačkou.

7.3 Redukční ventil LFR-1/2-D-5M-MIDI

Dle schématu na obr. 6.1 prvek č. 0.1. Stlačený vzduch jako pracovní médium pneumatických mechanismů musí splňovat určité parametry, jako je velikost a koncentrace pevných částic, obsah oleje, obsah vody. Obsah těchto látek ve vzduchu určuje jeho kvalitu. Filtry u kompresorů poskytují pouze základní filtraci nejhrubších nečistot [3]. Je tedy nutné stlačený vzduch dále upravit, k čemuž slouží jednotky pro úpravu stlačeného vzduchu. Ty v sobě kombinují čistič, odlučovač vlhkosti a redukční ventil pro nastavení

tlaku. Rovněž mohou být vybaveny automatickým vypouštěním kondenzátu [5]. Pro některé vysokotáčkové pneumomotory je třeba stlačený vzduch ještě nasýtit olejem. U běžných pneumatických mechanismů se však v dnešní době od přimazávání upouští. Jednotky pro úpravu stlačeného vzduchu se vyrábí v širokém rozsahu pro dosažení různých stupňů kvality stlačeného vzduchu [6].

Pro volbu jednotky pro úpravu stlačeného vzduchu z katalogu výrobce je třeba uvážit míru filtrace, kterou budeme po jednotce požadovat a maximální průtok vzduchu, na který je jednotka stavěna. V tabulce 7.2 je uveden výňatek z normy ČSN ISO 8573-1 – rozdělení kvality stlačeného vzduchu do tříd.

Tabulka 7.2 Třídy kvality stlačeného vzduchu dle ČSN ISO 8573-1

Třída	Velikost částic [μm]	Koncentrace částic [mg·m ⁻³]	Rosný bod [°C]	Obsah oleje [mg·m ⁻³]
1	0,1	0,1	-70	0,01
2	1	1	-40	0,1
3	5	5	-20	1
4	15	8	+3	5
5	40	10	+7	25
6	-	-	+10	-
7	-	-	Nedefinováno	-

Dle [3] je pro provoz přímočarých pneumatických motorů vyžadována filtrace na 5 μm. Hodnota špičkové spotřeby pneumomotoru je $Q_N = 878 \text{ dm}_N^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Z katalogu výrobce volím typ LFR-D-1/2-5M-MIDI. Ten v sobě kombinuje redukční ventil pro přesné nastavení pracovního tlaku pneumatického mechanismu, filtr s odlučovací schopností 5 μm, manometr a odlučovač kondenzátu, pracující na odstředivém principu. Vypouštění kondenzátu je ruční, pomocí ventilu umístěném na dně odlučovače. Vzhledem k důvodům, popsaným výše, v oddílu 7.1 není použito přimazávání. Základní parametry jednotky jsou shrnuty v tabulce 7.3.

Tabulka 7.3 Parametry jednotky úpravy stlačeného vzduchu LFR-1/2-D-5M-MIDI

Stupeň filtrace	5 μm
Jmenovitý průtok při normálních podmínkách	2600 dm _N ³ ·min ⁻¹
Maximální množství kondenzátu	43 cm ³
Provozní tlak	0,1 ÷ 1,6 MPa
Rozsah řízeného tlaku	0,05 ÷ 1,2 MPa
Teplota média	-10 ÷ 60 °C
Okolní teplota	-10 ÷ 60 °C
Připojení pneumatiky	G 1/2
Nastavení redukčního ventilu	0,6 MPa

7.4 Rozváděč VL-5-1/2

Dle schématu na obr. 6.1 prvek č. 1.1. Vzhledem k velikosti použitého pneumatického motoru není možné využít přímého ovládání. VL-5-1/2, řady Tiger Classic, je pěticestný monostabilní dvoupolohový rozváděč, ovládaný pneumaticky. Rozváděč je přestavován mezi polohami řídicím tlakem, přiváděným na port 12 proti síle pružiny. Vzhledem k tomu, že výchozí poloha pneumatického motoru je s vysunutou pístnicí, jsou vývody rozváděče připojeny na přívody motoru opačně, než je obvyklé (viz obr. 6.1). Výfuky 3 a 5 rozváděče jsou opatřeny tlumiči hluku U-1/2. Parametry rozváděče jsou shrnuty v tabulce 7.4.

Tabulka 7.4 Parametry rozváděče VL-5-1/4

Konstrukce	talířové sedlo
Provozní tlak	0 ÷ 0,8 MPa
Jmenovitý průtok při normálních podmínkách	3700 dm ³ ·min ⁻¹
Řídicí tlak	0,12 ÷ 0,8 MPa
Provozní teplota	-10 ÷ +60 °C
Připojení řídicího tlaku 12, 14	G 1/4
Připojení pneumatiky	G 1/2

7.5 Rozváděč SV-5-M5-B

Dle schématu na obr. 6.1 prvek č. 1.2. Jedná se o pěticestný, dvoupolohový monostabilní rozváděč, určený pro montáž do panelu. Ovládací nástavbou je tlačítko ovládané klíčem, pro zamezení otevření zásobníku neoprávněnou osobou. Manipulace s tlačítkem je možná pouze za použití klíče. Značka ovládacího prvku a jeho vzhled je patrný z obr. 7.2. Vzhledem k tomu, že v katalogu výrobce není rozváděč 3/2 v základní poloze otevřený, bylo nutné použití rozváděče 5/2 a zaslepení vývodů 4 a výfuku 5. Výfuk 3 rozváděče je opatřen tlumičem hluku UC-M5. Parametry rozváděče jsou uvedeny v tabulce 7.5.

Tabulka 7.5 Základní parametry rozváděče SV-5-M5-B

Konstrukce	sedlový ventil, jednostranně přímo řízený, pružina pro návrat do základní polohy
Provozní tlak	0 ÷ 0,8 MPa
Provozní teplota	-10 ÷ +60 °C
Ovládací síla při 0,6 MPa – tlačítko se zámkem	23 N
Ovládací síla při 0,6 MPa – hříbové tlačítko s aretací	25 N
Připojení pneumatiky	M5



Obr. 7.2 Tlačítko se zámkem - prvek a schematická značka dle [6]

7.6 Rozváděč SV-3-M5

Dle schématu na obr. 6.1 prvek č. 1.3. Jedná se o třicestný, dvupolohový monostabilní rozváděč, určený pro montáž do panelu. Rozváděč slouží jako nouzový ovládací prvek pro přerušení přívodu tlaku k pneumaticky ovládanému rozváděči. Ovládací nástavba je hříbové tlačítko s aretací polohy, červené barvy (viz obr. 7.3). Toto tlačítko je navíc opatřeno zámkem. Stisknutí tlačítka je možné libovolně, jeho následné odblokování lze provést pouze klíčem. Výfuk 3 rozváděče je opatřen tlumičem hluku UC-M5. Parametry rozváděče jsou uvedeny v tabulce 7.6.

Tabulka 7.6 Základní parametry rozváděče SV-3-M5

Konstrukce	sedlový ventil, jednostranně přímo řízený, pružina pro návrat do základní polohy
Provozní tlak	$0 \div 0,8$ MPa
Provozní teplota	$-10 \div +60$ °C
Ovládací síla při 0,6 MPa – tlačítko se zámkem	23 N
Ovládací síla při 0,6 MPa – hříbové tlačítko s aretací	25 N
Připojení pneumatiky	M5



Obr. 7.3 Hříbové tlačítko se zámkem - prvek a schematická značka dle [6]

Veškeré údaje, uvedené v tabulkách pro jednotlivé prvky, jsou převzaty od výrobců zařízení. Detailní informace lze najít na internetových stránkách nebo v tištěném katalogu firmy FESTO (www.festo.cz).

7.7 Cenová kalkulace

Cena je jedním z nejdůležitějších parametrů všech zařízení a je rozhodujícím faktorem při výběru výrobku. Pro obě alternativy je zpracována podrobná cenová kalkulace včetně potřebných šroubení a hadicových propojů uvnitř ovládací skříně. Venkovní rozvody jsou řešeny pomocí odolných hadic s SBR duší a opletem, odolných vůči abrazi. Konkrétní délka závisí na požadavku na umístění ovládacího panelu, proto je zde uvedena pouze jednotková cena za tuto položku a není započítána do celkové ceny.

Pneumatické prvky výrobců, jako je FESTO či SMC, jsou vyráběny ve velkých sériích, což umožňuje snížit výrobní náklady na minimum. Díky tomu jsou jednotlivé prvky levné a není možné, při kusové výrobě, vyrobit např. přímočarý pneumatický motor ani za trojnásobek nákupní ceny. V následujících tabulkách 7.7 a 7.8 je uvedena cenová kalkulace obou variant celého obvodu včetně šroubení, rozvodů a příslušných redukcí. Názvy prvků odpovídají značení, jež používá výrobce. Pro některé prvky (jako např. hadice, svorkovnice) je výrobcem stanovena minimální výše odběru, proto je zde uvedeno větší množství, než je pro dané zařízení potřeba. Toto představuje zvýšené náklady na první kus, při výrobě dalších zařízení se však tyto náklady rozloží. Veškeré prvky jsou od výrobce FESTO, pokud není uvedeno jinak. Ceny jsou bez DPH k 7. 5. 2010, a zaokrouhleny na celé koruny.

Tabulka 7.7 Cenová kalkulace alternativy A - zvoleného řešení

Položka	Katalogové číslo výrobce	Množství	Cena / Jednotku [Kč]	Cena celkem [Kč]
Přímočarý pneumatický motor DNG-160-400-PPV-A	33024	1 ks	24 878,-	24 878,-
Redukce D-1/2I-3/4A	3588	2 ks	121,-	242,-
Kloubová hlavice SGS-M36x2	10775	1 ks	4 152,-	4 152,-
Šroubení L s nástrčnými koncovkami QSL-G1/2-12	186125	2 ks	219,-	438,-
Redukční ventil LFR-1/2-D-5M-MIDI	162722	1 ks	1 976,-	1 976,-
Šroubení s nástrčnými koncovkami	186104	2 ks	123,-	246,-

QS-G1/2-12				
Spojka T s nástrčnými koncovkami QST-12	153132	1 ks	197,-	197,-
Ventil 5/2, monostabilní SV-5-M5-B	11914	1 ks	1 462,-	1 462,-
Hříbové tlačítko s aretací, PRS-30-RT	9300	1 ks	1929,-	1 929,-
Záslepka B-M5-B	174308	2 ks	21,-	42,-
Ventil 3/2, monostabilní SV-3-M5	6817	1 ks	1 009,-	1 009,-
Tlačítko se zámkem Q-30	9304	1 ks	1 751,-	1 751,-
Šroubení s nástrčnými koncovkami QSML-M5-6	153335	4 ks	79,-	316,-
Tlumič hluku z plastu UC-M5	165003	2 ks	121,-	242,-
Ventil 5/2 monostabilní VL-5-1/2	9445	1 ks	5 174,-	5 174,-
Šroubení s nástrčnými koncovkami QS-G1/2-12	186104	3 ks	123,-	369,-
Šroubení L s nástrčnými koncovkami QSL-G1/4-12	186351	1 ks	87,-	87,-
Tlumič hluku z plastu U-1/2	2310	2 ks	460,-	920,-
Plastová hadice PLN-12-NT-25-CB	553850	25 m	113,-	2 825,-
Plastová hadice PLN-6-NT-25-CB	553850	25 m	35,-	875,-
Vícenásobná svorkovnice pro hadice KK-9	2149	10 ks	72,-	720,-
Vícenásobná svorkovnice pro hadice KK-4	2147	10 ks	72,-	720,-
Venkovní rozvodná skříň ARIA 43 (výrobce General Electric)	831025	1 ks	1 573,-	1 573,-
Hadice SBR duše a plášť PLE-13 (výrobce GMS Most)	PLE-13	X m	45,-	-
Celková cena				52 143,-

Tabulka 7.8 Cenová kalkulace alternativy B

Položka	Katalogové číslo výrobce	Množství	Cena / Jednotku [Kč]	Cena celkem [Kč]
Přímočarý pneumatický motor DNG-160-400-PPV-A	33024	1 ks	24 878,-	24 878,-
Redukce D-1/2I-3/4A	3588	2 ks	121,-	242,-
Kloubová hlavice SGS-M36x2	10775	1 ks	4 152,-	4 152,-
Šroubení L s nástrčnými koncovkami QSL-G1/2-12	186125	2 ks	219,-	438,-

Redukční ventil LFR-1/2-D-5M-MIDI	162722	1 ks	1 976,-	1 976,-
Šroubení s nástrčnými koncovkami QS-G1/2-12	186104	2 ks	123,-	246,-
Spojka T s nástrčnými koncovkami QST-12	153132	2 ks	197,-	394,-
Redukční ventil LR-1/4-D-MINI	159625	1 ks	822,-	822,-
Šroubení s nástrčnými koncovkami QS-G1/4-12	186350	1 ks	88,-	88,-
Šroubení s nástrčnými koncovkami QS-G1/4-6	186097	1 ks	87,-	87,-
Ventil 5/2, monostabilní SV-5-M5-B	11914	1 ks	1 462,-	1 462,-
Tlačítko se zámkem Q-30	9304	1 ks	1 751,-	1 751,-
Ventil 3/2, monostabilní SV-3-M5	6817	1 ks	1 009,-	1 009,-
Hříbové tlačítko s aretací, PRS-30-RT	9300	1 ks	1929,-	1 929,-
Šroubení s nástrčnými koncovkami QSML-M5-6	153335	5 ks	79,-	395,-
Tlumič hluku z plastu UC-M5	165003	3 ks	121,-	363,-
Funkce NEBO OS-1/8-B	6681	1 ks	669,-	669,-
Šroubení s nástrčnými koncovkami QS-G-1/8-6	186096	3 ks	51,-	153,-
Ventil 5/2 impulsní JH-5-1/4	10408	1 ks	2 528,-	2 528,-
Šroubení s nástrčnými koncovkami QS-G1/4-12	186350	3 ks	88,-	264,-
Šroubení L s nástrčnými koncovkami QSL-G1/8-6	186117	2 ks	79,-	158,-
Tlumič hluku z plastu UC-1/4	165004	2 ks	150,-	300,-
Plastová hadice PLN-12-NT-25-CB	553850	25 m	113,-	2 825,-
Plastová hadice PLN-6-NT-25-CB	553850	25 m	35,-	875,-
Vícenásobná svorkovnice pro hadice KK-9	2149	10 ks	72,-	720,-
Vícenásobná svorkovnice pro hadice KK-4	2147	10 ks	72,-	720,-
Venkovní rozvodná skříň ARIA 43 (výrobce General Electric)	831025	1 ks	1 573,-	1 573,-
Hadice SBR duše a plášť PLE-13 (výrobce GMS Most)	PLE-13	X m	45,-	-
Celková cena				51 017,-

Přes vyšší počet prvků je alternativa B levnější z důvodu použití pneumaticky ovládaného rozváděče menší světlosti (rozváděč 5/2 v monostabilním provedení s připojením pneumatiky G1/4 je u výrobce FESTO pouze do průtoku $Q_N = 800 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Potřebný průtok do pneumatického motoru je však $Q_N = 880 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$). Velký cenový rozdíl mezi těmito rozváděči nevyváží ani větší množství použitých prvků. Vzhledem k vyšší složitosti celého obvodu, většímu počtu prvků a tedy náročnější instalaci se však přiklání k variantě A ovládání.

8 Popis zařízení

Rám uzávěru je navržen jako svařenec z profilů průřezu U. Celý uzávěr se připojuje k zásobníku cementu přírubovým spojem s pryžovým těsněním, osmi šrouby M16 (šroubový spoj ověřen pomocí [9] s bezpečností $k > 3$). Výhodou tohoto řešení je možnost instalace uzávěru na stávající sila s minimálními náklady na úpravu konstrukce zásobníku. Výpustný otvor v uzávěru je hrazen deskou z plechu tloušťky 10 mm. Deska je podepřena na všech čtyřech stranách ocelovou čtvercovou tyčí s vyfrézovanou drážkou pro silonový (polyamid 6) těsnicí profil. Použitím tohoto materiálu je zaručen nízký součinitel tření a dobrá odolnost vůči opotřebení. Uzavírací deska je vysouvána přes uzavírací šterbinu, utěsněnou profilem z EPDM pryže. Tento pryžový profil je přitlačován ocelovou deskou, spojenou s rámem šroubovým spojem. V rámu uzávěru jsou umístěny válečky pro zajištění podpory a vedení uzavírací desky při vysouvání a zasouvání. Pohyb desky je řešen pomocí pohonu přímočarým pneumatickým motorem firmy FESTO, typ DNG-160-400-PPV-A. Pístnice motoru je k desce připojena kloubovou hlavicí. Pneumatický motor je přichycen pevně přes přírubu, čtyřmi šrouby M16, k zadní desce rámu. Deska pro upevnění pohonu je s rámem rovněž spojena šroubovým spojem. Dispoziční výkres zařízení – viz příloha A.

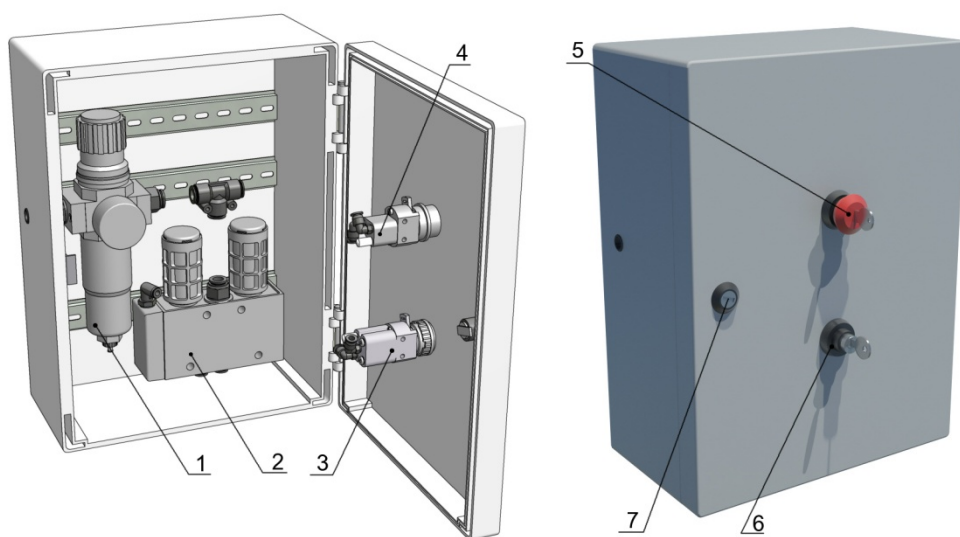
Změna polohy přímočarého pneumatického motoru je prováděna nepřímým ovládáním šoupátkovým rozváděčem s aretací polohy, určeným pro zástavbu do panelu. Rozváděč je pěticestný, dvupolohový, typ SV-3-M5, ovládaný tlačítkem se zámkem pro zajištění manipulace pouze oprávněnou osobou. Pro vysokou bezpečnost celého zařízení je obvod vybaven druhým rozváděčem SV-5-M5-B s funkcí nouzového ovládání hříbovým tlačítkem s aretací polohy. Po jeho stlačení dojde k uzavření zásobníku, bez ohledu na pozici hlavního ovládacího prvku. Jeho následné odblokování je možné pouze klíčem. Ovládání je umístěno v prachotěsné polyesterové skříni ARIA 43, umístěné při jedné z podpor sila ve výšce 1,3 m od země a vybavené uzamykatelným uzávěrem.

Rozvody uvnitř ovládací skříně, mezi jednotlivými pneumatickými prvky, jsou vedeny v polyetylenových hadicích s kalibrovaným vnějším průměrem $D_1 = 12$ mm a $D_2 = 6$ mm. Hadice jsou spojeny pomocí nástrčných šroubení typu Quick Star. Vnější rozvody stlačeného vzduchu jsou pro vysokou mechanickou odolnost řešeny hadicemi s SBR duší a opletem, odolnými vůči abrazi. Tyto hadice jsou určeny pro použití v průmyslu a stavebnictví.

9 Umístění zařízení

9.1 Umístění ovládacích prvků

Veškeré ovládací prvky jsou umístěny v prachotěsné skříně ARIA 43 o vnějších rozměrech 400 x 300 mm. Jedná se o elektroinstalační skříň pro venkovní použití, se stupněm krytí IP 66. První číslice udává stupeň ochrany proti prachu. Stupeň 6 znamená úplné prachotěsné uzavření. Druhá číslice označuje stupeň ochrany proti vodě. Stupeň 6 znamená ochranu proti silnému proudu vody [15]. Přívody a vývody ze skříně jsou opatřeny pryžovými průchodkami pro zachování těsnících vlastností, aby nedošlo ke snížení stupně krytí. Vnitřek skříně je vybaven třemi montážními lištami DIN EN 60 715 pro upevnění pneumatických prvků. Hlavní ovládací tlačítka jsou připevněna ke dveřím skříně přes montážní otvor průměru $d = 30,5$ mm. Rozmístění ovládacích prvků je patrné z obr. 9.1 (hadicové spoje nejsou zakresleny).

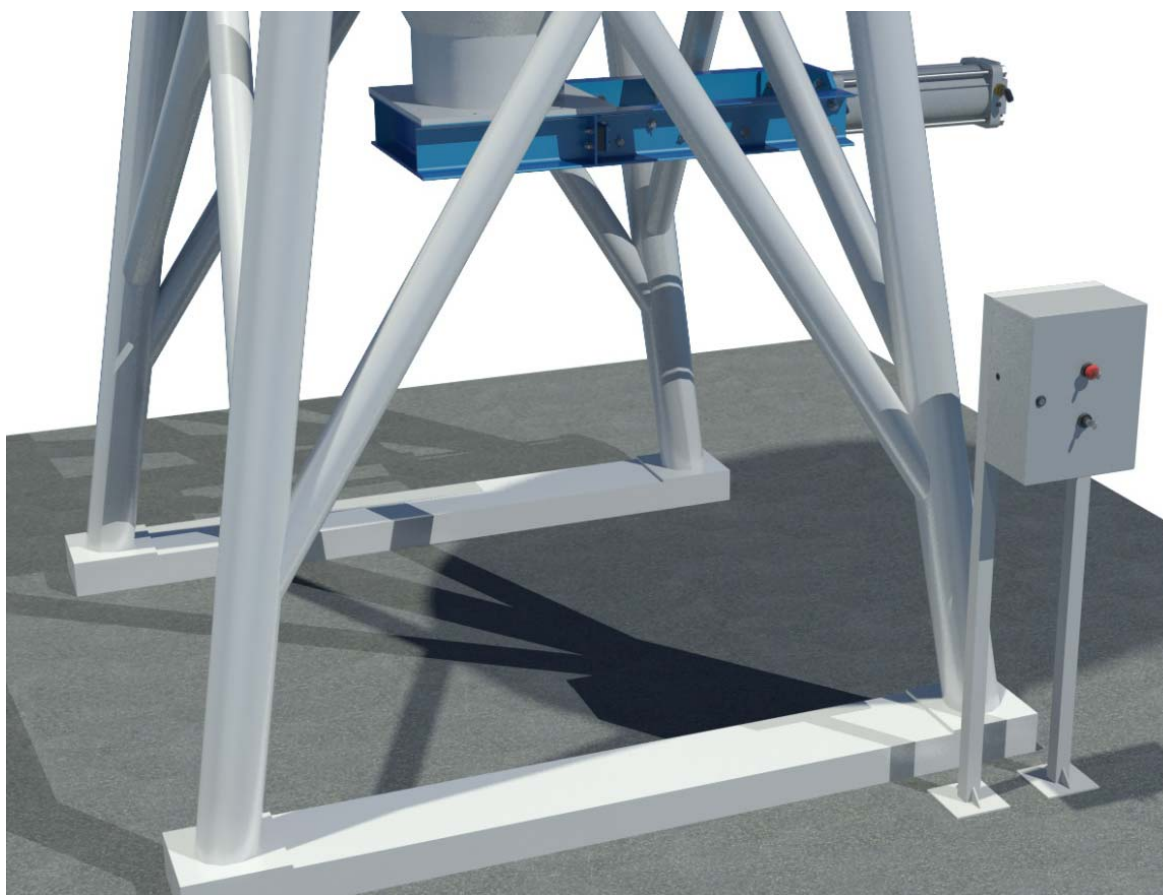


Obr. 9.1 Rozmístění pneumatických prvků v ovládací skříně
1 – LFR-1/2-D-MIDI; 2 – VL-5-1/2; 3 – SV-5-M5-B; 4 – SV-3-M5;
5 – PRS-30-RT; 6 – Q-30; 7 – zámek skříně.

Ovládací skříň je umístěna na pomocné ocelové konstrukci spojené pevně se zemí. Umístění skříně je individuální, zpravidla se provádí blízko některé z podpor sila.

9.2 Vizualizace zařízení

V dnešní době, vzhledem k možnostem výpočetní techniky a specializovaným softwarovým produktům se staly 3D modely a vizualizace zařízení velmi důležitou součástí procesu navrhování výrobku. Díky modelům můžeme získat cenné podněty ještě před zahájením výroby samotného zařízení, což omezuje finanční náklady na výrobu prototypů a funkční zkoušky. Software pro tvorbu 3D modelů rovněž přináší možnost rozvrhnout potrubní, hadicové a kabelové spoje daleko snadnějším způsobem a s lepší orientací v konečném návrhu, než při kreslení klasických výkresů. Modely zařízení jsou vytvořeny v aplikaci Autodesk Inventor 2010, vizualizace provedena v programu 3D Studio Max Design 2010. Obr. 9.2 představuje vizualizaci detailu umístění šoupátkového uzávěru na zásobníku. Na Obr. 9.3 je celkový pohled na silo s umístěním ovládacího panelu. Hadicové propoje nejsou zaznačeny.



Obr. 9.2 Detail uzávěru a ovládacího panelu



Obr. 9.3 Vizualizace zásobníku s uzávěrem a ovládacím panelem

10 Pokyny pro provoz a údržbu zařízení

Pneumatický mechanismus ovládání uzávěru zásobníku cementu je navržen s ohledem na minimální údržbu, maximální spolehlivost a bezpečnost. Celý obvod je dimenzován s rezervou a nepracuje s maximálními dovolenými tlaky, udávanými výrobcem. Komponenty tak jsou méně namáhány, což prodlužuje dobu jejich životnosti. Obvod je sestaven z komponent předního světového výrobce pneumatických prvků, německé firmy FESTO. Volba renomovaného výrobce je zárukou jakosti dodávaných výrobků.

10.1 Provoz a údržba zařízení

Vzhledem k prašnému prostředí, ve kterém je mechanismus provozován, je třeba dbát na několik věcí.

Jednotka pro úpravu stlačeného vzduchu je vybavena filtrační patronou a odlučovačem kondenzátu. Při výměně filtrační patrony je třeba zastavit přívod stlačeného vzduchu pomocí uzavíracího kohoutu, neboť hrozí zanesení obvodu nečistotami v důsledku přívodu nefiltrovaného vzduchu. Odpouštění kondenzátu je prováděno ručně. Frekvence vypouštění je závislá na vlhkosti vzduchu a četnosti spínání obvodu. Tyto parametry jsou proměnné a není možné stanovit přesný interval vypouštění. Z tohoto důvodu je nutné odlučovač z počátku kontrolovat denně. Po zkušenostech z provozu lze frekvenci vypouštění upravit dle potřeby.

Pracovní tlak pneumatického mechanismu je 0,56 MPa. Při jakékoliv manipulaci s obvodem a uzavření redukčního ventilu musí být opětovně nastavena výchozí hodnota.

Pneumatický motor je vybaven tlumením v krajních polohách, které eliminuje rázy do přední a zadní desky. Tlumení je již od výrobce nastaveno optimálně a nedoporučuje se do nastavení zasahovat [13].

Rám uzávěru je opatřen těsným krytem pro zamezení znečištění pístnice pneumatického motoru prachem.

Je nutné provádět pravidelné kontroly hadic pro rozvod stlačeného vzduchu. Přesto, že jsou venkovní hadice vyrobeny z materiálu odolnému abrazi, jsou vystaveny zvýšenému namáhání. V případě viditelného poškození musí být bezpodmínečně nahrazena novým kusem. Při prasknutí hadice hrozí zablokování uzávěru v některé z krajních poloh.

10.2 Bezpečnostní pokyny

Veškerá manipulace se zařízením smí být prováděna pouze proškolenými osobami, staršími osmnácti let. Úpravy, opravy, výměna a údržba pneumatických prvků včetně rozvodů stlačeného vzduchu smí být prováděna pouze se zastaveným hlavním uzavíracím kohoutem a po odpuštění tlaku ze všech větví obvodu uzávěru. Pro vypuštění tlaku z obvodu jsou určeny vypouštěcí kohouty. Opětovné přivedení tlaku do obvodu se provádí postupným otevíráním redukčního ventilu od hodnoty 0 MPa, po výše uvedenou hodnotu

provozního tlaku. Redukční ventil je vybaven manometrem pro odečet hodnoty nastaveného tlaku.

Z bezpečnostních důvodů je možno provést otevření sila klíčem, který je svěřen pouze osobám oprávněným provádět tuto manipulaci s uzávěrem zásobníku. V případě nouze lze provést uzavření zásobníku nouzovým tlačítkem červené barvy. Pokud dojde k jeho stisknutí, pak odblokování uzávěru můžeme provést pouze bezpečnostním klíčem.

10.3 Seznam náhradních dílů a spotřebního materiálu

V tabulce 10.1 je uveden seznam doporučených náhradních dílů. Většina pneumatických prvků se neopravuje, vyměňuje se vadný kus za nový. Výrobce FESTO má všechny zde uvedené díly běžně skladem a je tedy možné provést velmi rychlou výměnu vadného prvku za nový. Každý prvek mechanismu smí být nahrazen pouze originálním se stejným katalogovým číslem. Těsnicí lišty uzávěru podléhají opotřebení. V případě omezené těsnicí schopnosti uzávěru je nutné provést jejich výměnu.

Tabulka 10.1 Seznam náhradních dílů

Položka	Počet kusů
Filtrační vložka jednotky pro úpravu stlačeného vzduchu	1
Sada těsnících lišt uzávěru (polyamid 6)	1
Plastová hadice PLN-12-NT	2 m
Plastová hadice PLN-6-NT	2 m
Hadice PLE-13 se šroubeními	2 ks

11 Závěr

Šoupátkové uzávěry vynikají univerzálností použití a jednoduchostí konstrukce. V kombinaci s pneumatickým pohonem pro ovládání pohybu desky se jeví jako nejlepší varianta.

Alternativní způsob pohonu představuje použití hydromotoru. Toto řešení by však bylo značně komplikované. Hydraulické systémy pracují s mnohem vyššími tlaky a proto i náročnost celého systému na bezpečnost a instalaci je vyšší. Rovněž jakákoliv havárie na rozvodu stlačené kapaliny by znamenala vážné ohrožení bezpečnosti. V případě porušení hadic stlačeného vzduchu žádné bezpečnostní riziko.

Použití elektrických lineárních motorů nepřipadá v úvahu, neboť nedisponují dostatečnou silou pro uvedení desky do pohybu při zadaných podmínkách.

Pro ovládání byly navrženy dvě rovnocenné varianty. Varianta A je dražší, varianta B zase komplikovanější na instalaci. Obě varianty jsou plně funkční a splňují vytyčené nároky na bezpečnost a zabránění manipulace neoprávněnými osobami.

Umístění ovládacích prvků v elektrorozvodné skříni řeší problematiku umístění v prašném venkovním prostředí. Hadice s SBR duší a opletem odolají zvýšenému namáhání v prostředí stavebnictví. Využití čistě pneumatického ovládání eliminuje nutnost elektrických rozvodů k ovládacímu místu v případě elektropneumatického ovládání.

Poděkování

Tímto chci poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce, panu Ing. Miloslavu Žáčkovi, za konzultace, shovívavost a trpělivost při tvorbě této práce.

Rovněž děkuji mému bratrovi za cenné rady a poskytované studijní materiály, dále panu Mgr. Petru Michalčíkovi za podněty k formální stránce bakalářské práce.

Největší poděkování však patří mým rodičům, za jejich vytrvalou podporu v mém cíli.

12 Seznam použitých zdrojů

- [1] WOODCOCK, C. R.; MASON, J. S. *Bulk Solids Handling: An Introduction to the Practice and Technology*. Glasgow: Chapman & Hall, 1987. 363 s. ISBN 0-7514-0295-8
- [2] BATES, L.; DHODAPKAR S.; KLINZING G. *SHAPA Technical Bulletin: Discharge Aids* [online]. 2007, No. 12 [cit. 2009-10-12]. Dostupný z WWW: <<http://www.shapa.co.uk/pdf/techdata12.pdf>>
- [3] KOPÁČEK J., ŽÁČEK M. *Pneumatická zařízení strojů*. Skriptum Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003. 94 s. ISBN 80-248-0442-5
- [4] BROWN, C. J., NIELSEN, J. *Silos: fundamentals of theory, behaviour and design*. Abingdon: Taylor & Francis, xviii. 836 s. ISBN 0-419-21580-8
- [5] KOPÁČEK J., PAVLOK B. *Tekutinné mechanismy*. Skriptum Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005, 2. Vydání. 156 s. ISBN 80-248-0856-0
- [6] FESTO. *Katalog výrobků* [online]. [cit. 2010-05-01]. Dostupný z WWW: <www.festo.cz>
- [7] DRÁBKOVÁ S. a kol. *Mechanika tekutin* [DVD-R]. Skriptum Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2007, 1. Vydání. 257 s. ISBN 978-80-248-1508-4
- [8] *Stavební katalog ABF. [Díl 8]* Praha : Arch, 1998.
- [9] MITCalc – *Mechanical, Industrial and Technical Calculations* [počítačový program]. Ver. 1.51. Dostupný z WWW: <www.mitcalc.com>
- [10] HLAVÁČKOVÁ M. a kol. *Statika* [CD-R]. Skriptum Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2007, 1. Vydání. ISBN 978-80-248-1512-1 (CD-R)
- [11] ENGINEERING-ABC.COM. *Coefficient of friction, Rolling resistance and Aerodynamics* [online]. [cit. 2010-05-06]. Dostupný z WWW: <<http://www.tribology-abc.com/abc/cof.htm>>
- [12] PODEŠVA J. *Dynamika I* [CD-R]. Skriptum Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1518-3 (CD-R)
- [13] KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy Díl I. Pneumatické prvky a systémy*. Skriptum Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005, 2. Vydání. 265 s. ISBN 80-248-0879-X
- [14] FIALA J., SVOBODA P., ŠIMONOVSKÝ M. *Strojnické tabulky 2 : Základní strojní prvky a součásti*. Praha : SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., 1989. 600 s. 790 obrázků.
- [15] WIKIPEDIA. *IP Code* [online]. [cit. 2010-05-06]. Dostupný z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/IP_Code>

13 Seznam příloh

Příloha A – dispoziční výkres zařízení